フローノズル流量計流出係数に対する要因評価* (数値解析による予測)

池田 浩^{*1}, 堺 紀夫^{*2}, 山本 泰^{*1}
新井 健司^{*1}, 松本 政明^{*2}

Study for Discharge Coefficient of Flow Nozzles (Prediction by Using Numerical Simulation)

Hiroshi IKEDA^{*3}, Norio SAKAI, Yasushi YAMAMOTO,
Kenji ARAI and Masaaki MATSUMOTO

^{*3} Power & Industrial Systems Research & Development Center, Toshiba Corporation,
8 Shinsugita-cho, Isogo-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 235-8523 Japan

In nuclear plant, as water feeding into reactor have much effect on thermal power of plant, it is important to measure accurately the flow rate of water. Flow nozzle is on of typical differential pressure type flow meters and the discharge coefficient is used to calculate the flow rate. This coefficient is given by actual experiment and theory. We studied the theoretical assumption of the discharge coefficient curve using numerical simulation and evaluated the effect of flow nozzle configuration on the coefficient numerically and experimentally. As the result, numerical simulation can predict the discharge coefficient of theoretical curve within 0.3%. And we found that the throat length and throat tapping location of flow nozzle have much effect on the coefficient.

Key Words: Flow Nozzle, Numerical Simulation, Discharge Coefficient

1. 結 言

原子力発電プラントにおいて、炉心への給水流量は直接熱出力に影響するため、給水流量を高精度に評価することが非常に重要である。給水流量計としては分解点検の必要性などからオリフィス、フローノズル等の差圧式流量計が一般的に用いられている。差圧式流量計の原理はベルヌーイの定理に基づいており、図1に示すフローノズルでは損失がない場合には、流量計を流れる流体密度を ρ [kg/m³] とすると

$$\frac{\rho}{2} V_1^2 + P_1 = \frac{\rho}{2} V_2^2 + P_2 \quad (1)$$

$$\Delta P_{th} = P_1 - P_2 \quad (2)$$

となる。しかし、実際には壁面摩擦損失や楕円状ノズル部での縮流損失などの圧力損失があるため上流側検出孔と下流側検出孔の差圧は式(2)の理論的な差圧 ΔP_{th} とは異なってくる。実際の計測では、流量計を流れる質量流量 Q [kg/s] は、式(1)を変形し補正係数として流出係数 C を用いることで、式(3)の

ように表される。ここで、 β は配管径 D に対するスロート径 d の比 (d/D) で絞り口径比である。流出係数は流量を決定する重要な因子であり、実流試験等によってレイノルズ数に対する特性曲線が求められている。

$$Q = C \frac{\left(\frac{\pi}{4}\right) d^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (3)$$

本研究では、流出係数特性曲線の理論的根拠を解析的に確認し、流出係数予測手段として数値解析手法の妥当性を試験によって検証する。また、検証された数値解析手法を用いて、スロート長さ、ディフューザなどのフローノズル各部の構造が流出係数に与える影響について評価する。

Fig.1 Typical flow nozzle

* 原稿受付 2008年1月24日。

^{*1} 正員, (株)東芝(〒235-8523 横浜市中区新杉田町8)。

^{*2} (株)東芝。

E-mail: hiroshi8.iked@toshiba.co.jp

2 流出係数曲線の検討

2-1 流出係数理論曲線の導出 フローノズル流出係数に関して、Cotton&Westcott(1960)^[1]の理論曲線はRivas&Shapiro(1956)^[2]によるスロートレイノルズ数 $Re < 10^6$ までの評価を、 10^6 以上の高レイノルズ数まで拡張したものである。まず、図2の無限平板にフローノズルが設けられている体系を考え、対流項、粘性項などの流れの効果を無視してポテンシャル流れを計算した。このとき壁面は滑り境界として壁面速度を求めた。次に壁面の境界層厚さを求めるために、境界層の運動方程式を計算した。

$$\frac{d\theta}{ds} + \frac{1}{u_0} (2+H)\theta \frac{du_0}{ds} = \frac{\tau_0}{\rho u_0^2} \quad (4)$$

$$H = \frac{\delta^*}{\theta}$$

ここで、 θ 、 H 、 τ_0 、 u_0 はそれぞれ運動量厚さ、形状関数、せん断力、境界層境界における流速であり、せん断力については Squire-Young 式より計算した。

$$\frac{\rho u_0^2}{\tau_0} = [2.557 \ln(4.075 Re_\theta)]^2 \quad (5)$$

$$Re_\theta = \frac{u_0 \theta}{\nu}$$

層流領域には、せん断力は乱流を仮定した Blasius によるものと等価な(5)式ではなく層流境界層を仮定した次式を用いた。

$$\frac{\rho u_0^2}{\tau_0} = \frac{u_0 \delta}{2\nu} = \frac{Re_\delta}{2} \quad (6)$$

また、形状関数 H については、層流領域については、境界層内を二次関数と仮定すると、

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} = \frac{(1/3)\delta}{(2/15)\delta} = 2.5 \quad (7)$$

である。乱流の場合には $1/7$ 乗則の速度分布を仮定すると、

$$\delta^* = \frac{1}{8}\delta, \theta = \frac{7}{72}\delta, H = 9/7 \quad (8)$$

となるので、乱流へ遷移した後は $H=9/7$ を用いた。式(4)の積分過程で $Re_\theta > 470$ となったら、乱流に遷移したと判断して、せん断力を式(6)から式(5)へ切り替えた。

以上より、スロート入口から $0.5D$ 位置にある下流側検出孔位置の境界層厚さを評価し、流出係数 C を算出した。

$$C = 1 - 4 \frac{\delta^*}{\theta} + 4 \left(\frac{\delta}{D} \right)^2 \int_0^1 \left(1 - 2 \frac{\delta}{D} \frac{u}{u_0} \right) d \left(\frac{\delta}{D} \right) \quad (9)$$

$$= 1 - 4 \frac{\delta^*}{\theta} + \frac{4}{15} \left(\frac{\delta}{D} \right)^2$$

図3にスロートレイノルズ数 Re に対する流出係数 C 曲線を示す。図中、Laminar は Rivas ら^[2]の再現解析結果、Turbulent は全て乱流境界層として解いた結果、

Fig.2 2-dimensional flow nozzle

Fig.3 Discharge coefficient curve

New Theoretical は Cotton ら [1] の文献における理論曲線である。式(9)による本評価結果は、Cotton らの理論曲線をほぼ再現できている。

2・2 3 次元 CFD コードによる計算 3 次元数値解析を用いてフローノズル流出係数を算出する。ノズル形状は図 4 に示すような絞り径比 $d/D=0.25$ の ASME 規格ノズルとした。ここで、 D 、 d はそれぞれ配管径とスロート径である。差圧はノズル上流側 1D 位置の壁面静圧と出口端から 0.25d 位置のスロート部壁面静圧の差から求めた。ノズル入口側および出口側に約 10D の助走区間を設け、入口に流速固定境界、出口に流出境界を設定した。流動条件は、スロートレイノルズ数を 2, 3, 4, 6×10^6 と変化させた。解析手法としては、空間離散化には 2 次精度スキームを適用し、乱流モデルには $k-\epsilon$ Chen モデルを用いた。高レイノルズ数型の乱流モデルを用いることから、壁面第一計算点が対数則に従う範囲となるように、壁面近傍の最小格子幅は配管部で 0.6mm、スロート部で 0.2mm とした。メッシュ数は約 47 万である。尚、解析コードは汎用熱流体解析コード Star-CD を用いた。

図 3 に数値解析によって求めた流出係数を 2.1 節の特性曲線と比較して示す。流体解析の結果は式(9)による特性曲線より小さい値となっている。これは、ノズル全ての領域で乱流境界層を仮定した“Turbulent”と流体解析結果が近いことから、乱流モデルを用いた場合、全領域で乱流境界層を仮定しているためと考えられる。

Fig.4 ASME nozzle

2.3 数値解析結果の妥当性の検討 図 2 や図 4 のようなフローノズルは絞り部とスロート部から構成されているが、図 1 のようなフローノズルでは、スロート部から流出する流れの動圧を静圧に回復させて圧力損失を低減するためにディフューザが設けられている。本節では、まずフローノズル各部の流況を分析し、

次に計算の各モデルが検出圧力や流出係数に及ぼす影響を検討する。

図 5 に代表的な BWR プラントにおける給水流量フローノズルの軸方向壁面圧力分布の解析結果一例を示す。スロートレイノルズ数は 3.9×10^7 である。①は上流側検出孔、②は楕円状の絞り部入口、③はスロート部入口、④は下流側検出孔、⑤はスロート部出口、⑥はディフューザ出口である。フローノズル内の流れは、剥離などを伴わない壁面に沿った流れとなっていると考えられ、構造設計に対する解析手法の適用性を検証する目的から、乱流モデルとしては時間平均モデルである RANS を用いることとした。壁面近傍の最小格子幅は配管部で 0.6mm、スロート部で 0.2mm とした。メッシュ数は約 70 万である。壁面近傍の最小格子幅に関しては、以降の解析においても同じである。

数値解析で流出係数を評価する場合、全領域で乱流モデルを適用すると特性曲線より小さい値を示すことが 2.2 節で予測されたため、数値解析モデルの各部の精度に与える影響の要因を検討する。

Fig.5 Pressure distribution in flow nozzle

(1) 上流直管部

①から②への圧力変化はわずかであり、配管部での摩擦損失の影響は小さい。絞り部入口に向かってわずかに圧力が上昇しているが、これは、図 6 に示すようにノズル入口の上流 1D 位置と 0.25D 位置を比較すると、絞り部に近い 0.25D 位置で円管内流速分布が凸に

変化し、壁面近傍の流速が小さくなってくるためである。直管部は流速も数 m とそれほど速くないため、直管部に対しては、計算モデルの違いによる計算結果の差は小さいと考えられる。

(2) 楕円状絞り部

②から③は絞り構造により静圧が動圧に変化しているため、静圧が大きく変化している。絞り部の摩擦損失や縮流損失の予測精度が数値解析誤差となってくると考えられる。図 7 および図 8 では、空間離散化や乱流モデルなどの解析手法の違いによるフローノズル近傍の壁面圧力分布を比較し、4 章で示すスロートレイノルズ数 3.5×10^6 の試験条件にて解析手法の影響を調べた。ここで、下流側ダクト出口圧力境界の圧力をゼロとしている。

図 7 に空間離散化手法の違いによる分布を示す。1 次精度スキームを用いた場合は、数値粘性が大きく絞り部での圧損が 2 次精度の場合よりも大きくなっている。図 8 は乱流モデルによる違いを比較したものである。標準 $k-\epsilon$ モデルは絞り部での圧損が大きく、数値粘性が大きいためと考えられ、層流計算では乱流粘性が考慮されないため絞り部での圧損が小さくなっている。ノズル全ての領域で層流と仮定すると圧損を過小に評価してしまうが、前章で検討したように層流の効果を考慮すれば、圧損が小さく、従って流出係数は大きくなることから分かる。以上より、数値解法としては、空間離散化は 2 次精度スキーム、乱流モデルは $k-\epsilon$ Chen モデルを用いることとした。表 1 に数値解法による流出係数への影響を示す。数値粘性が大きいためと考えられる 1 次精度と標準 $k-\epsilon$ モデルの流出係数がそれぞれ -2.26%、-1.16% とベースケースに対して小さくなっている。一方、層流モデルでは流出係数は +0.91% と大きくなっている。

スロート部の流速分布は絞り部で影響を受け、さらにスロート部の流速分布は下流側検出孔の静圧に影響を及ぼすため絞り部出口近傍にメッシュを十分に配置

Fig.6 Velocity distribution in upstream pipe

Fig.7 Effect of spatial discretization ($Re=3.5 \times 10^6$)

Fig.8 Effect of turbulent model ($Re=3.5 \times 10^6$)

Table 1 Effect of numerical method

Numerical method		C
Discretization	Turbulent model	
2 nd order	k-ε Chen	Base
1 st order		-2.26 %
2 nd order	k-ε standard	-1.16 %
	Laminar	+0.91 %

Fig.9 Velocity distribution at throat

する必要がある。本解析では、絞り部のメッシュ分割数を 14, 18, 34 と変化させた結果、18 分割で検出差圧の変化が 0.1% 以下となった。

(3) スロート部

③～⑤はスロート部であり、入口と出口における流速分布が図 9 に示すように配管中心が凹む分布になるため、スロート入口と出口で壁面静圧が変化している。入口で凹むのは絞り部の影響であり、出口で凹むのは下流にディフューザが設置されているためである。そのため、スロート部圧力検出孔はそれらの構造物の影響が少ない位置に設置される必要がある。検出孔位置では図 9 に示す解析結果のようにほぼフラットな流速分布となっているが、図 7, 8 の下流側検出孔の静圧勾配はわずかに負になっている。ディフューザの検出孔への影響については、3 章で述べる。

スロート部のメッシュ分割数を 5, 8, 13 と変化させた結果、13 分割で検出差圧の変化が 0.3% 以下となった。

(4) ディフューザ部

⑤から⑥の圧力変化は静圧が動圧に回復している過程であり、静圧が徐々に大きくなっている。その変化は検出孔差圧とは関係ないが前述したディフューザ設置によるスロート部出口の流速分布の変化を適切に予測する必要がある。

ディフューザ部のメッシュ分割数を 10, 19, 28 と変化させた結果、28 分割で検出差圧の変化が 0.3% 以下となった。

3. フローノズル構造の影響評価

3.1 スロート長さの影響検討 図 7, 8 で示したようにスロート部の壁面静圧は入口と出口で小さくなっており、圧力検出孔は上流および下流にある絞り部やディフューザの影響を受けない位置に設置するのが適している。そこで、図 10 に示す体系でスロート長さの影響を評価した。図中 d はスロート径であり、図 10(a) はスロート長さを $0.75d$ とし、図 10(b) は $1.25d$ とし、図 10(c) はスロート長さは $1.25d$ であるがスロート途中に ASME 規格において許容されている段差を設定した形状である。全てのケースで圧力検出孔はスロート入口から $0.5d$ 位置にある。解析メッシュ数はスロートの違いにより若干異なるが約 70～76 万である。尚、スロート長さおよび形状の影響を試験で確認し検証するため、解析条件はスロートレイノルズ数 3.5×10^6 の試験流動条件を用いた。

図 11 にスロート長さや段差の違いによる軸方向の壁面静圧分布を示す。図 11(b) は(a)のスロート近

Fig.10 Throat configurations

(a) Around flow nozzle

(b) Around downstream tap

Fig.11 Effect of throat length ($Re=3.5 \times 10^6$)

(②)Nozzle inlet, (③)Throat inlet, (④)Downstream tap, (⑤)Throat outlet)

傍を拡大したものである。スロート部の圧力検出孔位置④に着目すると、スロートに段差がなくスロートが $1.25d$ と長い体系が最も平坦な圧力分布となっている。一方、スロート長さが $1.25d$ で途中わずかな段差がある体系ではスロートが $0.75d$ と短い場合と同様に、スロート入口から $0.75d$ 位置で静圧が小さくなる結果が予測された。表 2 に解析による流出係数への影響を示す。スロート長さが $1.25d$ の場合は、 $0.75d$ の場合に対して $+0.28\%$ 、途中段差がある場合は $+0.14\%$ 流出係数が増加する。このように、スロート部の圧力分布による流出係数への影響は大きいことから、スロート部の直線性は流量計の特性評価において非常に重要であると考えられる。

Table2 Effect of throat length

Configuration		C
Throat length	Remarks	
0.75d	-	Base
1.25d	-	$+0.28\%$
0.75d(Dia.:d) +0.5d(Dia.:1.015d)	ASME tolerance	$+0.14\%$

3・2 ディフューザの有無の影響検討 ディフューザが設置されることにより、スロート出口の流速分布が変化し、壁面静圧が小さくなってしまうため、圧力検出孔からスロート出口までは、ディフューザの影響がない程度に離す必要があることが図 11 より分かった。そこで、図 12 に示すようなディフューザがない体系に対する解析評価を実施した。解析メッシュ数は約 89 万である。解析条件は、スロートレイノルズ数 3.5×10^6 の試験流動条件である。

解析による壁面静圧の軸方向分布を図 13 に示す。ディフューザがない場合のスロート部の圧力分布はほぼ平坦になっており、圧力検出孔位置に下流の影響は及んでいない。表 3 に示すようにディフューザがない場合は、図 10(a)のディフューザがある場合に対して、 $+0.48\%$ 流出係数が増加することが予測された。

Fig.12 Flow nozzle with no diffuser

Fig.13 Effect of diffuser (Throat length=0.75d)

Table3 Effect of diffuser

Configuration		C
Throat length	Remarks	
0.75d	-	Base
0.75d	No diffuser	$+0.48\%$

3・3 圧力検出孔の影響検討 スロートに圧力検出孔が設けられている図 14 に示すフローノズルにおいては、圧力検出孔内の流れが静止している場合は、スロート壁面と検出孔の静圧はほぼ同じであると考えられる。しかし検出孔入口では、スロートを流れる主流によるせん断力によって渦が駆動される。数値解析によってその影響を評価した結果、図 15 に示す速度ベクトルから検出孔入口で循環する流れが生じていることが分かった。そして、検出孔内の渦による動圧の一部が静圧に変換され、検出孔静圧 $P_{D, tap}$ は壁面 $P_{D, wall}$ より静圧が大きくなることが分かった。そして検出孔静圧が大きくなると検出差圧は小さくなるので、スロートレイノルズ数 $Re=2.5 \times 10^6 \sim 5.0 \times 10^6$ の範囲で解析評価した結果、表 4 に示すように流出係数は $+0.6 \sim 0.7\%$ 増加することが予測された。

Fig.14 Numerical meshes around downstream tap

Fig.15 Vortex driven in Downstream tap

Table4 Effect of tapping hole

Calculation method	C
ΔP using throat wall pressure	Base
ΔP using tap pressure	+0.6~0.7% (Dependence on Re)

ΔP : Difference pressure

4. 実流試験結果との比較

図 16 に示すような実機スケールの配管体系を用いて、常温、常圧下での実流試験を行ない、ディフューザ有無やスロート長さの影響評価および解析手法の検証を行なった。配管体系は、配管径 D に対してフローノズルの上流約 $16D$ 位置にチューブ式の整流器を設置し、さらにその上流に約 $20D$ の助走区間が設けられている。そのためフローノズル入口では十分発達した流速のプロファイルとなっていることを確認した。解析メッシュ数は約 91 万である。図 17 に整流器及び配管の断面メッシュを示す。

スロートレイノルズ数 Re に対する流出係数の変化を $Re > 2 \times 10^6$ の領域で試験結果と比較して図 18 に示す。図 18(a)にスロート長さが $0.75d$ と $1.25d$ の場合を比較し、図 18(b)にスロート長さが $0.75d$ のときのディフューザの有無を比較している。実流試験体系ではメッシュが大規模になるため、スロートの圧力検出孔の影響については表 4 の圧力検出孔補正を行なった。実線は ASME PTC-6 の規格曲線である。

Fig.16 Numerical model of test facility

(a) Flow straightener (b) Main pipe

Fig.17 Numerical meshes on section of pipe

5. 構造因子の影響評価

検証された解析手法を用いて、表 5 に示すスロート検出孔の軸方向位置、整流器長さ、整流器からフローノズルまでの配管長、内面粗さ、ディフューザ角度、整流器のチューブ本数などの構造因子が設計指示値から外れた場合に対して、フローノズルの流出係数への影響を評価した。その結果、構造因子の影響は 0.1% 以下と非常に小さいことが確認された。

6. 結論

数値解析を用いてフローノズル流出係数について検討を行ない以下の結言を得た。

- (1) 理論的な流出係数曲線との比較において、数値解析誤差は約 0.25~0.3%であり、この誤差はノズル全領域に乱流境界層を適用することにより起因すると考えられる。
- (2) 圧力検出孔補正の流出係数への影響は約 0.6~0.7%と予測された。
- (3) 流出係数にはスロート長さが大きく影響することが試験、解析ともに確認された。スロート長さがスロート径の 0.75 倍のとき、ディフューザがない場合は流出係数が約 0.4%増加する。

(4) スロート長さをスロート径の 1.25 倍にすることによって、スロート検出孔へのディフューザの影響が大幅に緩和され、流出係数はディフューザがない場合と同等になることが試験、解析で確認された。

(5) 検出孔タップ補正を行なうことによって、数値解析は流出係数を誤差 0.1%~0.55%で予測できることが実流試験結果によって検証された。

文 献

- [1] Cotton, K. C. and Westcott, J. C., "Throat Tap Nozzles Used for Accurate Flow Measurements", Journal of Engineering for Power, October, 1960.
- [2] Rivas, M. A. and Shapiro, A. H., "On the Theory of Discharge Coefficients for Rounded-Entrance Flowmeters and Venturis", Transactions of The ASME, April, 1956.

(a) Effect of throat length

(b) Effect of diffuser

Fig.18 Comparison of discharge coefficient

Table5 Parameter effect on discharge coefficient

Parameters	Nominal value	Deviation from nominal value	Effect on discharge coefficient
Tap location (Throat)	0.5d from the start of throat	-1.0 ~ 1.0 mm	-0.010~0.010 %
Length of flow straightener	1100 mm	-300 mm	-0.001 %
Pipe length between flow nozzle and pipe straightener	16.5 D (D:Diameter)	-1 D	0.010 %
Surface roughness of flow nozzle	0 μ m	3.6 μ m	-0.100 %
Angle of diffuser	5 degree	+1.5 degree	-0.035 %
Nunbrer of straightener tube	55	-1	-0.027~0.025 %